

УДК 629.424.1

В.Г. МАСЛІЄВ**РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ПРОГНОЗУВАННЯ ЗНОШЕННЯ ГРЕБЕНІВ КОЛІС РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ**

На основі аналізу впливу технічного стану екіпажних частин рухомого складу на зношення гребнів коліс запропоновано удосконалити відомий «фактор зношення» гребнів, що дозволить прогнозувати їх зношення не тільки у нового рухомого складу, а і такого, що вже має зазори від зношення у зв'язках букс із рамами візків, та відхилення у їх геометрії, як при русі по кривим, так і по прямим ділянкам колії. Розроблено пропозиції щодо зменшення зношення гребнів коліс в експлуатації.

Ключові слова: рухомий склад, зношення гребнів, колесо, прогноз, зазор, зв'язок, букса, рама, візок

В. Г. МАСЛИЕВ**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ**

На основе анализа влияния технического состояния экипажной части подвижного состава на износ гребней колес предложено усовершенствовать известный «фактор износа» гребней, что позволит прогнозировать их износ не только у нового подвижного состава, а и такого, что уже имеет зазоры от износа в связках букс с рамами тележек, и отклонения в их геометрии, как при движении по кривым, так и по прямым участкам пути. Разработаны предложения по уменьшению износа гребней колес в эксплуатации.

Ключевые слова: подвижной состав, износ гребней, колесо, прогноз, зазор, связь, букса, рама, тележка

V. G. MASLIEV**DEVELOPMENT OF THE THEORY OF FORECASTING WEAR OF CRANKS OF WHEELS OF ROLLING STOCK OF RAILWAYS /**

On the basis of the analysis of the influence of the technical condition of the crew members of the rolling stock on the wear of the wheels of the wheels, it is proposed to improve the known "wear factor" of the ridges, which will allow them to predict their wear not only in the new rolling stock, but also those that already have gaps in wear in the grooves of the boks with frame carriages, and deviations in their geometry, both when moving on curves, and on straight sections of the track. Proposals have been developed for reducing the wear of the wheels of the wheels in operation.

Keywords: rolling stock, crash wear, wheel, forecast, clearance, coupling, box, frame, cart

Вступ. Експлуатація рухомого складу залізниць доводить, що однією із слабких ланок екіпажів є гребні коліс: на окремих ділянках зношення гребнів перевищує середній по мережі в декілька разів. Це збільшує час простою під обточуванням коліс для відновлення їх профілів і спричиняє значні втрати металу та коштів. До того ж, існуючи методи не дозволяють прогнозувати зношення гребнів у рухомого складу, що знаходиться в експлуатації і вже має відхилення у геометрії ходових частин від альбомних та зазори у зв'язках букс із рамами візків.

Аналіз основних досягнень і літератури. Аномальне зношення гребнів коліс спостерігається тільки на певній частині рухомого складу: якщо на одних зношення гребнів майже немає взагалі, то на інших воно досягає 8 мм на 10 тис. км пробігу. Крім того, майже у 80 % колісних пар зношення гребнів їх коліс суттєво відрізняється [1].

Відомо багато факторів, від яких залежить зношення гребнів коліс: напрямні сили, які діють на контакт гребня з бічною гранню рейки і повертають (спрямовують) екіпаж уздовж кривої ділянки колії, швидкість ковзання та коефіцієнти тертя на цих контактах, кути набігу гребнів на бічні грані рейок,

режими експлуатації і т. ін. [2].

Різноманітність факторів ускладнює прогнозування зношення гребнів коліс, тому його оцінюють шляхом порівняння із зношенням гребнів коліс еталонних екіпажів, аналогічних за конструкцією та геометрією. Порівняння здійснюють за допомогою критеріїв зношення, які враховують фактори, що вважаються основною причиною наднормативного зношення гребнів.

Критерії зношення складені в основному для випадків руху екіпажів по кривих ділянках колії, де напрямні сили взаємодії гребнів коліс із рейками і ковзання на їх контактах вище, ніж на прямим. Крім того, в кривих гребні коліс набігають на бічні грані рейок під деяким кутом, що зветься «кут набігу» гребнів коліс на рейки. Вважається, що він також суттєво впливає на зношення гребнів.

Між тим відомо, що зміщення шляхом поворотів колісних пар в площині колії від номінального положення відбуваються не тільки при русі по кривим ділянкам колії, а і в прямим, якщо мають місце зазори у зв'язках букс із рамами візків в наслідок зношення в експлуатації. Це призводить навіть при русі в прямим ділянках колії до появи значних кутів набігу гребнів на бічні грані рейок, і спостерігається постійне

контактування із ними, що також сприяє швидкому зношенню гребнів [3].

Мета дослідження, постановка задачі. Мета дослідження полягає у розвитку теорії прогнозування та оцінки зношення гребнів коліс рухомого складу залізниць у напрямку розкриття джерел появи значних кутів набігу гребнів на бічні грані рейок та аналізу наслідків цього явища при русі як в кривих, так і в прямих ділянках колії.

Матеріали дослідження. Згідно теорії Х. Хеймана [4], критерій зношення гребнів, або глибина зношення, H / m , пропорційна напрямному зусиллю P , яке діє від бічної грані рейки на гребінь на їх контакт, куту набігу α колеса на рейку (він утворений напрямком руху кола котіння колеса й дотичною до поздовжньої осі рейки в точці їх контакту), та зворотно пропорційна радіусу колеса r , у припущенні, що коефіцієнти тертя гребнів по рейках та швидкості руху - однакові (1)

$$V_{SP} = P \alpha / r, \quad (1)$$

$$\alpha = x / R_K,$$

де кут набігу гребня колеса α обчислюється як відношення відстані першої за рухом колісної пари - до центру P обертання візка, тобто «полюсної відстані» $x_{1, 2}$ - до радіуса кривої R_K . На рис. 1 наведено схему візка при русі по кривій, а також вектори V_K швидкостей ковзання коліс по рейках, спрямовані протилежно до них вектори сил тертя F , напрямна сила Y , відцентрова сила H , кут набігу гребня на рейку α , відстань між зовнішньою та внутрішньою рейками $2s$, осі координат x, y , та напрямок руху із швидкістю V .

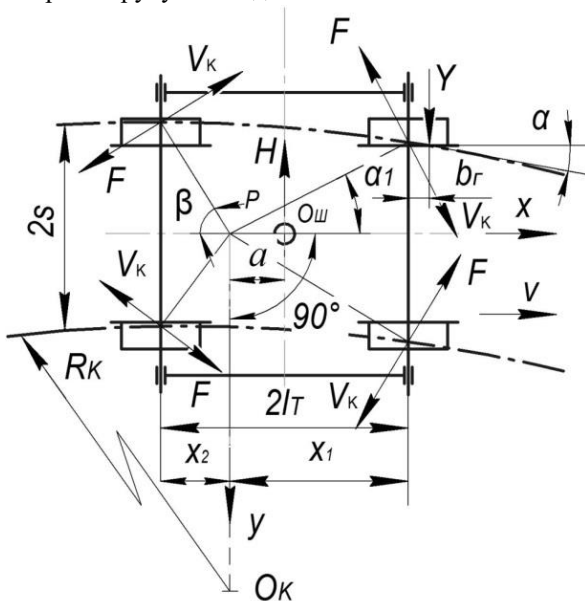


Рис. 1. Схема візка при русі по кривій ділянці колії

Цей критерій дозволяє порівнювати зношення гребня колеса транспортного засобу, наприклад, проектного, з іншим, аналогічним за конструкцією, для якого фактор зношення гребнів вже відомий. Якщо у екіпажів, що порівнюються, радіуси коліс однакові, то із виразу (1) виключають радіус r . Критерій складено для екіпажів, геометрія яких відповідає кресленням, тобто зазори у зв'язках букс із рамами візків - відсутні.

Можливо саме це є однією з причин невідповідності між результатами оцінок зношення гребнів коліс за цим критерієм, та практикою.

С. М. Андрійський вважає, що зношення пропорційне не зусиллю P , а питомому тиску, який діє на контакт гребня із бічною поверхнею рейки. Площа контакту конічної частини гребня колеса із заокругленням головки рейки при дво-точковому контакті являє собою витягнутий уздовж рейки еліпс. У вагонного колеса розміри його площі наближено дорівнюють $2a = 19,5$ мм, $2b = 6$ мм, тобто еліпс витягнутий уздовж рейки. [5].

Це відноситься до випадку, коли кут набігу α гребня колеса на рейку дорівнює нулю, що відповідає руху в прямих. Але коли колісні пари мають конструкторські, технологічні та експлуатаційні відхилення від «номінального» розміщення у рамі візка, гребінь може стикатися з бічною поверхнею рейки навіть у прямій, в точці, що лежить попереду контакту поверхні кочення колеса по рейковій голівці на відстані b_Γ , званому "забіганням" гребня, (рис. 1):

$$b_\Gamma = (r + h_\Gamma) \tan \theta_\Gamma \tan \alpha, \quad (2)$$

де r - радіус колеса; θ_Γ - кут нахилу гребня в точці дотику або, приблизно, кут нахилу гребня; h_Γ - глибина торкання гребня - відстань від поверхні кочення колеса до точки контакту гребня та бічної поверхні рейки.

При цьому, із зростанням кута набігу, площа контакту гребня з рейкою зменшується, а питомий тиск на ній зростає, тобто між ними існує зворотна залежність. Тому цілком логічно в критерій (1) введено доступний для вимірювань, або обчислень кут набігу, замість важко піддаюся вимірам та обчисленню площу контакту гребня з рейкою. Вочевидь, це припустимо, якщо залежність між ними наближена до лінійної.

Тому вкрай важливо обчислювати кути набігу гребнів якомога точніше та обов'язково із урахуванням конструкторських, технологічних та експлуатаційних відхилень від «номінального» розміщення колісних пар у рамах візків.

Наведені на схемі візка (рис. 1) сили F тертя коліс по рейках спрямовані так, що їх моменти відносно полюса P намагаються обернути колісні

пари, а через зв'язки букс і весь візок, - порти напрямку кривої ділянки колії. Це вкрай важливо підкреслити для подальшого аналізу.

Таке спрямування сил тертя завжди спричинятиме збільшення кутів набігу гребнів на рейки, якщо не спрацюють зв'язки, які утримують колісні пари у їх номінальному положенні. Тому, наприклад, поява в наслідок зносу наднормативних зазорів у зв'язках букс із рамами візків неодмінно призведе до зростання інтенсивності зносу гребнів коліс.

Важливо виявити межі згаданих конструкторських, технологічних та експлуатаційних відхилень від первинного «номінального» розміщення колісних пар у рамі візка, та в межах колії, які викликають зростання кутів набігу гребнів коліс на рейки, тому що саме вони впливають на зменшення площини контакту гребня колеса із бічною поверхнею рейки, що викликає відповідне зростання питомого тиску на ній і різке зростання зношення гребнів та рейок. Це дозволить розширити ефективність та діапазон застосування критерія оцінки зношення гребнів коліс.

Результати дослідження. Залежність (1) складено для випадка руху по «ідеальній» кривій, а екіпаж не має відхилень у геометрії. Реальна крива ділянка колії зазвичай має певні відхилення геометрії в плані, які обумовлені руйнівним впливом на колію у процесі їх руху транспортних засобів, що призводить до місцевих змін кривизни рейок – горизонтальних нерівностей в плані.

Тому для узагальнення доцільно казати про «миттєвий» кут набігу гребня колеса на рейку, та обчислювати його за виразом

$$\alpha_i = x_{pi} / R_i, \quad (3)$$

де x_{pi} , R_i миттєві значення полюсної відстані колісної пари та радіуса кривизни рейки у даній кривій – відповідно.

Крім того, під впливом конструкторських, технологічних та експлуатаційних відхилень від «номінального» розміщення колісних пар у рамі візка також виникають додаткові кути набігу гребнів коліс на рейки.

У триелементних візків вантажних вагонів спостерігається так зване «забігання» бічних рам одна відносно одної. Це деформує геометрію рами в площині колії, та призводить до взаємних повздовжніх зміщень букс, втрати колісними парами паралельності одна відносно одної, і їх перекосам відносно номінального положення [6].

Миттєве значення сумарного кута набігу α гребня колеса на рейку можна визначити як суму наступних складових:

$$\alpha = \pm \alpha_{щ} \pm \alpha_{бз} \pm \alpha_{Б} \pm \alpha_{Т} \pm \alpha_{З} \pm \alpha_{Заб} \pm \alpha_{Г}, \quad (4)$$

де позначено:

$\alpha_{щ}$ – кут набігу, що обумовлений наведеними у кресленні рами візка припусками на розміри напрямків (щелеп), які визначають місце розташування колісної пари уздовж бічної рами візка;

$\alpha_{бз}$ – кут набігу, що обумовлений припустимою різницею у розмірах баз правої та лівої бічних рам;

$\alpha_{Б}$ – кут набігу, що обумовлений припусками на розмір між її спрямовуючими корпусу букси, який визначає її місце розташування уздовж рами візка за кресленням;

$\alpha_{Т}$ – кут набігу, що обумовлений порушеннями технології збирання складових зав'язків букс із рамою візка (пружних повідців, шпінтонів і т. ін.);

$\alpha_{З}$ – кут набігу, що обумовлений зносом поверхонь, які контактують, у зв'язках букс із рамами візків;

$\alpha_{Заб}$ – кут набігу, що обумовлений «забіганнями» бічних рам одна відносно одної у три елементних візків;

$\alpha_{Г}$ – кут набігу, що обумовлений зносом гребня.

Це треба врахувати у формулі (1) для обчислення фактору зносу гребнів коліс

$$\Phi_i = Y [(x_{pi} / R_i) + \alpha]. \quad (5)$$

Оцінимо внесок окремих із наведених складових у формування сумарного кута набігу на прикладі візка вантажного вагона моделі 18100. Вплив інших чинників окремо або у сукупності являє собою окрему задачу. Будемо вважати, що геометрія колії знаходиться в ідеальному стані.

Згідно креслень, ширина напрямків (щелеп) бічної рами візка складає 335 мм із припусками +3 / –1 мм, а розмір між спрямовуючими корпусу букси, за кресленням, складає 328 ± 3 , (табл. 9.1, [7])

Отже, сумарний зазор між напрямками бічної рами візка і корпусом букси уздовж візка, згідно креслень, повинен бути в межах від $(335 - 1) - (328 + 3) = 3$ мм, (1,5 мм на сторону), до $(335 + 3) - (328 - 3) = 13$ мм, (6,5 мм на сторону).

Згідно «Інструкції з ремонту візків вагонів ЦВ 0015, п. 14.12», сумарні зазори між напрямками бічної рами візка і корпусом букси уздовж рами допускаються наступні, (пункт 14. 12), [7, 8]:

- після деповського ремонту: від 5 до 14 мм;
- після капітального ремонту: від 5 до 12 мм.

При надходженні візка у депо, відновлення спрямовуючих корпусів букс дозволяється здійснювати, якщо відстань між ними не менша за

318 мм. Таким чином, максимальне сумарне зношення спрямовуючих корпусів букс в експлуатації може складати $(328 + 3 - 318) = 13$ мм, тобто 6,5 мм на одну сторону.

У такому разі, якщо в експлуатації спостерігається зношення напрямків у бічній рами візка до припустимого (8 мм), то сумарний зазор складатиме:

$$13 + 2 \times 8 = 29 \text{ мм, а на сторону } 6,5 + 8 = 14,5 \text{ мм.}$$

На рис. 2 схематично показано візок при русі по кривій ділянці колії, у зв'язках букс з бічними рами першої колісної пари якого є зазори L_c .

З рис. 2 видно, що колісна пара в процесі руху не тільки обертається відносно полюсу повороту P , а ще й обертається в площині колії в межах зазорів L_c . Це обертання буде залежати від початкового розташування колісної пари відносно бічних рам в межах зазорів у зв'язках.

Якщо обертання не обмежено зв'язками букс із бічними рамами, то у неї з'явиться свій особистий центр повороту, який розташується на перехресті її повздожньої осі симетрії із перпендикулярним до неї радіусом R_k кривої. Але можливі інші випадки, коли одна, або обидві букси на вході до кривої вже торкаються до бічних рам. Зрештою, при будь-якому початковому розташуванні колісної пари, вона повернеться у площині колії відносно полюса, або одночасно і відносно точки контакту K_1 гребня з рейкою під дією сил F_1 та F_2 – завжди проти напрямку кривої і до торкання буксами бічних рам, як показано на рис. 2. Кут набігу при цьому зростає на величину $\Delta\alpha$.

Як приклад, обчислимо величину сумарного кута набігу гребня для випадка руху візка із базою $2 L_T = 1,8$ м і навантаженням від колеса на рейку 100 кН, по кривій радіусом 350 м, $2s = 1,6$ м. Коефіцієнт зчеплення 0,25. Згідно [3], полюсна відстань x першої колісної пари при установці у колії із найбільшим перекосом при цьому дорівнює приблизно $x \approx 3,42$ м. Кут набігу згідно (1)

$$\alpha \approx x / R_k = 3,42 / 650 = 0,0039 \text{ рад.},$$

$$\Delta\alpha \approx L_c / 2s. \quad (6)$$

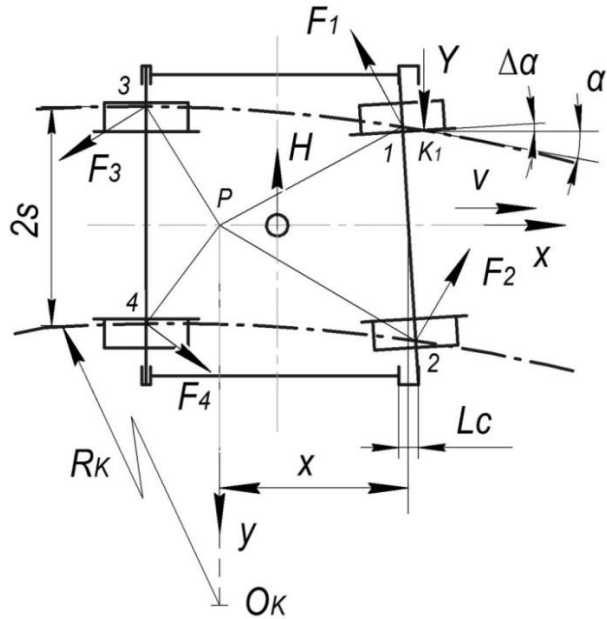


Рис. 2. Схема візка, у першій колісній парі якого є зазори L_c у зв'язках букс з бічними рами, при русі по кривій ділянці колії

Сумарний кут набігу:

$$\alpha = \alpha_i + \Delta\alpha. \quad (7)$$

Значення, які може приймати цей кут, наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Кути набігу гребнів на рейки при наявності зазорів L_c між спрямовуючими корпусів букс та напрямками бічної рами візка при русі по кривій радіусом 650 м

1	Сумарні зазори L_c , та на одну сторону: 0,5 L_c , за кресленням	3	Кут набігу гребня в кривій радіусом 650м, α_i , рад	Кути поворотів колісної пари в межах зазорів, $\Delta\alpha$, рад	Сумарні кути набігу гребня на рейку α , рад
2	найменший	3	0,0039	0,0019	0,0058
3	найбільший	13		0,0081	0,0120
4	найбільший, внаслідок зносу	29		0,0181	0,0220

Фахівці вважають, що перекося колісних пар у візку на 2 градуси ($\approx 0,035$ рад) викликають п'ятикратне збільшення інтенсивності зносу гребнів коліс. Кут набігу і фактор зносу гребня також залежать від величини взаємних перекосів колісних пар: перекося у 0,004 рад збільшує фактор зносу в 4...8 разів [9].

Аналогічні результати отримані на полігоні в Пусбл, на підставі чого Асоціацією американських залізниць зроблено висновок, що відхилення від паралельності осей колісних пар понад 0,003 рад не припустимо. [9]. Тобто, якщо одна з колісних пар знаходиться у номінальному положенні у візку, то друга не повинна мати відхилення від свого номінального положення в площині колії більше за 0,003 рад, що дорівнює за нашими позначеннями куту $\Delta\alpha$.

Якщо порівняти ці рекомендації із даними, що наведено у табл.1, то можна побачити, (строчка 3), що досягти ефекту можливо шляхом зменшення найбільшого зазору за кресленням (13 мм) у 2,7 рази.

Згідно таблиці, строчка 4, при куті $\Delta\alpha$ набігу гребня на рейку 0,0181рад, (1 град), можна очікувати катастрофічного зростання інтенсивності зношення гребнів коліс у декілька разів, тому що такий кут близький до 2 градусів [9].

Для зменшення кутів $\Delta\alpha$ необхідно радикально покращити технологію виготовлення та ремонту візків моделі 18100.

При русі в прямих ділянках колії кути набігу гребнів на рейки дорівнюють кутам поворотів $\Delta\alpha$ колісної пари в межах зазорів між напрямками бічних рам та спрямовуючими корпусів букс (стовпчик 5 у табл.). Ці кути навіть при конструкторських зазорах (строки 2 та 3) досить значні, що призведе до постійного притискання гребнів до бічних граней рейок і зростання зносу, навіть незважаючи на позитивний вплив конічності профілів коліс.

Якщо згадані зазори внаслідок зношення в експлуатації наближаються до найбільших, то кут набігу стає занадто великим і контакту гребня з бічною гранню рейки не уникнути, що призведе до інтенсивного зношення гребня.

Дослідимо у середовищі MATCAD вплив зазорів у зв'язках букс із бічними рамами візка на фактор зносу гребнів коліс [11].

Система рівнянь рівноваги зовнішніх сил у проекціях на осі координат, (згідно рис. 1), що діють на візок у площині колії, та моментів цих сил відносно полюса обертання візка P , мають наступний вигляд [3]

$$\sum Y = 0; 2F (\cos \beta - \cos \alpha) - H + Y_1 = 0;$$

$$\sum M(P) = 0;$$

$$-2F \left[\frac{l_T - a}{\cos \beta} + \frac{s + a}{\sin \alpha} \right] - H a + Y_1 (l_T + a) -$$

$$- Y_2 (l_T - a) = 0,$$

$$\cos \beta = \frac{l_T - a}{\sqrt{s^2 + (l_T - a)^2}}; \quad \cos \alpha_1 = \frac{l_T + a}{\sqrt{s^2 + (l_T + a)^2}};$$

$$\sin \beta = \frac{s}{\sqrt{s^2 + (l_T - a)^2}}; \quad \sin \alpha_1 = \frac{s}{\sqrt{s^2 + (l_T + a)^2}};$$

$$F = \mu N;$$

$$H = \frac{M}{2} \left(\frac{V^2}{R_K} - \frac{h}{2s} g \right) + \frac{1}{2} P_B.$$

Фактор зносу гребнів тут обчислено за виразом (5).

На рис. 3 наведено результати обчислення фактору зносу гребнів при русі по кривій ділянці колії, де зовнішня рейка має підвищення $h = 0,15$ м.

Як бачимо, знос гребня відбувається тільки у першій колісній парі, а у другій гребні не торкаються до рейок (пунктирна лінія). Графік 1 відповідає руху візка, у якого зазори у зв'язках корпусів букс із бічними рамами відсутні. Цей візок можна розглядати як «еталонний».

Наступні графіки 2, 3, 4 відповідають руху візків із зазорами у зв'язках корпусів букс із бічними рамами на сторону 1,5 мм (строчка 2 у табл.), 6,5 мм (строчка 3 у табл.) і 14,5 мм (строчка 4 у табл.) – відповідно.

Фактор зносу гребнів коліс на усіх графіках зростає із ростом швидкості руху та при зростанні зазорів.

Рекомендаціям Асоціації американських залізниць, щодо припустимого відхилення від паралельності осей колісних пар понад 0,003 рад, відповідає тільки стан зазорів у зв'язках букс із бічними рамами, що наведено у строчці 2 таблиці.

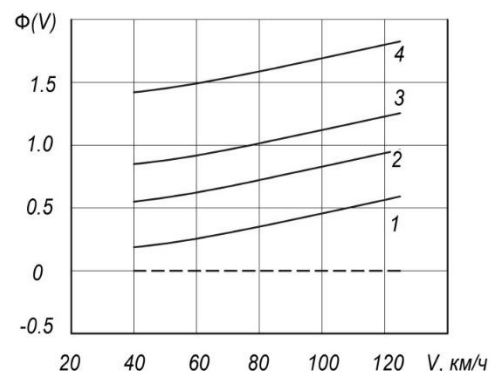


Рисунок 3 – Результати обчислення фактору зносу гребнів в залежності від швидкості руху при наявності зазорів у зв'язках букс із бічними рамами візка

Висновки та рекомендації

1. Збільшення зазорів у зв'язках букс із бічними рамами візків вагонів в процесі експлуатації сприяє зростанню інтенсивності зносу гребнів.

2. Конструкторські та технологічні зазори у зв'язках букс із бічними рамами візків вантажних вагонів 18100 призначалися без урахування особливостей їх руху, що є однією з причин підвищеного зносу гребнів коліс.

3. Рекомендується поліпшити технологію виготовлення бічних рам та корпусів букс у напрямку підвищення точності, та своєчасно виявляти візки із великим зносом напрямків бічних рам та спрямовуючих корпусів букс, щоб запобігти виникненню катастрофічної інтенсивності зносу.

4. Запропонована залежність для фактору зносу дозволила на прикладі візка моделі 18100 прогнозувати зменшення зносу гребнів його коліс, за умовою обмеження до 3 мм сумарних зазорів у сполученнях корпусів букс із бічними рамами.

Список літератури

1. Богданов В.М., Козубенко І.Д., Ромен Ю.С. Техническое состояние вагона и износ гребней колес // Железнодорожный транспорт. – 1998. – №8. – С. 23–26.
2. Маслиев В.Г. Динамика тепловозов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес. Моногр. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.
3. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д., Динамика вагона [Текст]: Учебн. для вузов ж.д. трансп. / Под ред. С.В. Вершинского. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
4. Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи. Трансжелдориздат, 1957. с.
5. Андриевский С.М. Боковой износ рельсов на кривых [Текст]: Труды / ВНИИЖТ. – М.: 1961. – Вып. 207. – 126 с.
6. Богданов В.М., Козубенко І.Д., Ромен Ю.С. Техническое состояние вагона и износ гребней колес [Текст]: Железнодорожный транспорт. – 1998. – №8. – С. 23–26.
7. Інструкція з ремонту візків вантажних вагонів ЦВ 0015, 2008 р.
8. Руководящий документ рд 32 цв 052-2009 (*) ремонт тележек грузовых вагонов с бесконтактными скользящими. Утверждено Советом по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества, Протокол от 13-14 мая 2010 г. Электрон. ресурс: https://online.zakon.kz/Document/?doc_id=31287351.
9. Анофриев В.Г. Дослідження та розробка комплексу системних технічних рішень вантажних вагонів нового покоління та впровадження їх у виробництво та експлуатацію (витяг) В.Г. Анофриєв, В.В. Корнієнко, Б.А. Коробка, О.В. Кутіщенко, А.А.Лашко. Є.Р. Можейко, Т.Ф. Мокрій, В.Д. Позняков, О.М.

Савчук В.Ф. Ушкалов // Вагонный парк. – 2011. – № 12. – С.49 – 55.

10. Маслиев В.Г. Сучасні конструкції та динаміка рухомого складу залізниць [Текст]: навч. посібник / В.Г. Маслиєв, – Х.: Вид-во «Підручник НТУ «ХПІ», 2014. – 106 с.
11. В.Г. Рубан Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете Mathcad: учеб. Пособие / В. Г. Рубан, А. М. Матва; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. 45 с. Электронный ресурс: <https://scholar.google.ru/citations?user=6WyzT8UAAAAJ&hl=ru>

References (transliterated)

1. Bohdanov V.M., Kozubenko Y.D., Roman Yu.S. Tekhnicheskoe sostoyaniye vagona y yznos hrebnei koles // Zheleznodorozhnyi transport. – 1998. – №8. – S. 23–26.
2. Maslyev V.H. Dynamika teplovozov s ustroystvamy, umenshaiushchymy yznos bandazhei koles. Monogr. – Kharkov: NTU «KhPI», 2008. – 288 s.
3. Vershynskiy S.V., Danylov V.N., Khusydov V.D., Dynamika vagona [Tekst]: Uchebn. dlia vuzov zh.d. transp. / Pod red. S.V. Vershynskoho. – 3-e yzd. pererab. y dop. – M.: Transport, 1991. – 360 s.
4. Kheiman Kh. Napravleniye zheleznodorozhnykh ekipazhei relsovoi kolei. Transzheldorizdat, 1957. s.
5. Andrievskiy S.M. Bokovoi yznos relsov na kryvykh [Tekst]: Trudy / VNIIZhT. – M.: 1961. – Vyp. 207. – 126 s.
6. Bohdanov V.M., Kozubenko Y.D., Roman Yu.S. Tekhnicheskoe sostoyaniye vagona y yznos hrebnei koles [Tekst]: Zheleznodorozhnyi transport. – 1998. – №8. – S. 23–26.
7. Instruktziia z remontu vizkiv vantazhnykh vagoniv TsV 0015, 2008 r.
8. Rukovodiashchiy dokument rd 32 tsv 052-2009 (*) remont telezhok hruzoverykh vagonov s beskontaktnymy skolzunamy. Utverzhdeno Sovetom po zheleznodorozhnomu transportu gosudarstv-uchastnykov Sodruzhestva, Protokol ot 13-14 maia 2010 h. Elektron. resurs: https://online.zakon.kz/Document/?doc_id=31287351.
9. Anofriiev V.H. Doslidzhennia ta rozrobka kompleksu systemnykh tekhnichnykh rishen vantazhnykh vagoniv novoho pokolinnia ta vprovadzheniia yikh u vyrobnytstvo ta ekspluatatsiiu (vytiah) V.H. Anofriiev, V.V. Korniienko, B.A. Korobka, O.V. Kutishenko, A.A.Lashko. Ye.R. Mozheiko, T.F. Mokrii, V.D. Pozniakov, O.M. Savchuk V.F. Ushkalov // Vahonnyi park. – 2011. – № 12. – S.49 – 55.
10. Masliiev V.H. Suchasni konstruktzii ta dynamika rukhomoho skladu zaliznyts [Tekst]: navch. posibnyk / V.H. Masliiev, – Kh.: Vyd-vo «Pidruchnyk NTU «KhPI», 2014. – 106 s.
11. V.H. Ruban Reshenie zadach dynamiky zheleznodorozhnykh ekipazhei v pakete Mathcad: ucheb. Posobyie / V. H. Ruban, A. M. Matva; Rost. hos. un-t putei soobshcheniya. – Rostov n/D, 2009. 45 s. Elektronnyi resurs: <https://scholar.google.ru/citations?user=6WyzT8UAAAAJ&hl=ru>

Надійшла (received) 25.03.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Маслиєв Вячеслав Георгійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Електричний транспорт та тепловозобудування», м. Харків, роб. тел. 70-76-530, моб. тел. 050-52-02- 078, E-mail: masliew@ukr.net